

Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra Energetiky

Bakalářská práce

2009

Radek Váni

Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra Energetiky

Miniaturní výměníky tepla, konstrukce a aplikace

The Conception of Mini – heat Exchangers, Construction and
Application

Student: Radek Váni
Vedoucí bakalářské práce: Prof. Ing. Pavel Kolat, CSc.

Ostrava 2009

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, s pomocí vedoucího bakalářské práce a literatury, která je uvedena v závěru práce. Děkuji vedoucímu bakalářské práce Prof. Ing. Pavel Kolat, CSc. za pomoc, bez níž by se práce vyvíjela o poznání složitěji.

V Ostravě, dne 22. 5. 2009

.....
Podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo;
- беру на ве́домии, že Vysoká škola báňská – Technické univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečné, ke své vnitřní potřebě, bakalářskou práci užít (§35 odst. 3);
- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB- TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že bibliografické údaje o bakalářské práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB- TUO;
- bylo sjednáno, že s VŠB- TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona;
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB- TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB- TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).

V Ostravě, dne

.....
Podpis studenta

Adresa trvalého pobytu studenta:

.....

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

VÁNI, R. *Miniaturní výměníky tepla, konstrukce a aplikace*. Ostrava: Katedra energetiky, Fakulta strojní VŠB- Technická univerzita Ostrava, 2009, 45 stran, Bakalářská práce, vedoucí: Kolat, P.

Bakalářská práce se zabývá problematikou miniaturních výměníků tepla, jejich popisem, konstrukcí a aplikací v chemickém průmyslu a zdravotnictví. První část je zaměřena na jejich klasifikaci z hlediska konstrukce, včetně schémat všech jednotlivých miniaturních výměníků tepla.

Druhá část práce obsahuje teoretický rozbor a základní tepelný výpočet zvoleného miniaturního výměníku tepla. Pomocí základních rovnic termomechaniky se vypočte teplosměnná plocha, pro předem zvolené vstupní a výstupní teploty ohřívajícího a ochlazovaného média. Vypočtené hodnoty pak srovnáme s původním výměníkem tepla firmy Exergy. Hodnoty teplosměnných ploch se budou od sebe lišit z důvodu používání různých koeficientů v teorii a praxi, například v rovnici pro výpočet Nusseltova kritéria. Grafickou část bude obsahovat výrobní výkres miniaturního výměníku tepla od firmy Exergy.

ANOTATIONS OF BACHELOR'S THESIS

VÁNI, R. The Conception of Mini – heat Exchangers, Construction and Application. Ostrava: Department of Energy Engineering, Faculty of Mechanical Engineering, VŠB – Technical University of Ostrava, 2009, 43 pages, Bachelor Thesis, supervised: Kolat, P.

The bachelor thesis deals with questions of mini-heat exchangers, their description, their constructions and their applications in chemical industry and in health service. The first chapter of this thesis is addressed to their classifications in light of construction, including scheme of all particular mini-heat exchangers.

The second chapter contains theoretical analysis and basic heat calculation of selected mini-heat exchanger. Transfer heat area is calculated in assist with basic equations of thermomechanics, for input temperatures and output temperatures of the warmed medium and of the cooled medium which were selected beforehand. The calculated values we compare with the original heat exchanger of the Exergy's company. Values of transfer heat areas will be different because of using various coefficients in the theory and in the work experience, for example in the equation for calculation of Nusselt's critery. The graphic part of thesis will be contain production drawing of mini-heat exchanger from Exergy's company.

Obsah

1. Úvod	11
2. Teplonosná látka	12
3. Základní klasifikace tepelných výměníků	12
4. Konstrukce a aplikace miniaturních výměníků tepla	13
4.1 Miniaturní výměníky tepla Exergy	13
4.1.1 Plášťové miniaturní tepelné výměníky (shell and tube).....	13
4.1.2 Sanitární plášťové miniaturní tepelné výměníky (sanitary shell and tube)....	20
4.1.3 Miniaturní výměníky tepla "Trubka v trubce"	26
4.2 Miniaturní výměníky tepla Alfa Laval	28
4.2.1 Miniaturní Deskový výměník Alfa Nova 14	28
4.2.2 Mosazný deskový miniaturní výměník tepla CB14.....	29
4.2.3 Utěsněný deskový miniaturní výměník tepla M3 Compact	30
4.2.4 Miniaturní trubkový výměník tepla Pharma – X	32
5. Přenos tepla a hybnosti	33
5.1 Teorie podobnosti	35
5.2 Přestup tepla beze změny skupenství tekutiny	36
5.2.1 Přestup tepla při nuceném proudění tekutiny v trubkách a kanálech.....	37
5.2.2 Přestup tepla při nuceném obtékání válcových těles	38
6. Tepelný výpočet výměníků tepla	40
6.1 Střední logaritmický teplotní spád.....	40
7. Návrh výměníku	41
7.1 Popis výměníku	41
7.2 Vstupní parametry médií.....	42
7.3 Stanovení součinitele přestupu tepla pro ohřívané médium	42
7.3.1 Určení střední teploty ohřívání média	42
7.3.2 Reynoldsovo kritérium.....	42
7.3.3 Nusseltovo kritérium.....	43
7.3.4 Součinitel přestupu tepla	43
7.4 Stanovení součinitele přestupu tepla pro ochlazované médium.....	43
7.4.1 Určení střední teploty ochlazování média	43
7.4.2 Reynoldsovo kritérium.....	44
7.4.3 Nusseltovo kritérium.....	44
7.4.4 Součinitel přestupu tepla	44
7.5 Součinitel prostupu tepla.....	44
7.6 Plocha výměníku	45
7.6.1 Tepelný výkon výměníku	45

7.6.2 Výpočet střední logaritmické teploty	45
7.6.3 Délka trubek	45
7.6.4 Plocha výměníku.....	45
8. Závěr	46
9. Seznam použité literatury	47
10. Přílohy.....	48
10.1 Příloha č. 1 – Fyzikální vlastnosti nasycené vody a vodní páry, tabulka	48
10.2 Příloha č. 2 – Tepelná vodivost kovů a slitin, tabulka	49

Seznam použitých symbolů a zkratek

Značka	Jednotka	Popis
Pr	[1]	Prandtlovo číslo
Re	[1]	Reynoldsovo kritérium
L	[m]	charakteristický rozměr
Nu	[1]	Nusseltovo kritérium
Gr	[1]	Grashofovo kritérium
S ₂	[m]	rozteč trubek
Q	[W]	tepelný výkon
S	[m ²]	plocha výměníku
t _s	[°C]	střední teplota
w	[m.s ⁻¹]	rychlost proudění
d ₁	[m]	vnější průměr trubky
d ₂	[m]	vnitřní průměr trubky
c	[1]	konstanta vyplývající z velikosti Re
n	[1]	konstanta vyplývající z velikosti Re
m	[kg.s ⁻¹]	hmotnostní tok
c _v	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	měrné teplo
Δt	[°C]	rozdíl teplot
Δt _{stř}	[°C]	střední logaritmický teplotní rozdíl
k	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]	součinitel prostupu tepla
l	[m]	délka trubek
g	[m.s ⁻²]	tíhové zrychlení
λ _s	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]	součinitel teplotní vodivosti
ν _s	[m ² .s ⁻¹]	kinematická viskozita
α	[W.m ⁻² .K ⁻¹]	součinitel přestupu tepla
ε _s	[1]	technická konstanta
ε _i	[1]	technická konstanta
λ	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]	tepelná vodivost
ρ	[kg.m ⁻³]	hustota

1. Úvod

Tepelné výměníky jsou zařízení, které slouží k přenosu tepla mezi dvěma látkami. Z fyzikálního hlediska zabezpečují tok tepelné energie mezi dvěma a více kapalinami při rozdílných teplotách. Jejich použití je velice rozsáhlé, setkáváme se s nimi v každodenním životě. Tepelné výměníky se vyskytují v chladničkách, mrazácích, ohřívacích vody. Kdo topí ústředním topením, pak i v kotli pro tento systém vytápění jak rodinných domů, tak podniků, najdeme tepelné výměníky. Pokud si chceme v autě zapnout v parném letním odpoledni klimatizaci, uvedeme do chodu rovněž tepelný výměník. To samé při zapnutí topení v autě. V každém autě nechybí chladič, aby se nám motor nezahřál, a i to je tepelný výměník.

Zaměříme-li se na průmysl, tak mají velmi široké uplatnění v chemickém průmyslu. Jsou nedílnou součástí technologických linek, kde dochází například ke zkapalňování a rafinaci vodíku či syntéze plynů na bázi amoniaku. V energetickém průmyslu, především v elektrárnách, se používají v kotlích na fosilní paliva, jako jaderné parní generátory, parní kondenzátory, regenerátory a chladičí věže. Převážně některých druhů potravin jako masa, mléka by se neobešla bez tepelných výměníků. Z toho plyne další odvětví průmyslu, a to průmysl potravinářský. Tepelné výměníky se uplatňují i v pestřejších oblastech lidského konání, jako je výzkum vesmíru. V dnešní době stále rozvíjející se obor kryogeniky využívá těchto zařízení. Kryogenika je vědní disciplína zabývající se fyzikálními jevy při velice nízkých teplotách. Právě zde se využívá výměny tepla mezi třemi médii. V dnešní době je velice diskutovanou otázkou technika prostředí. I zde mají tepelné výměníky široké uplatnění, jako tepelné výměníky pro klimatizaci, chlazení atd.

S touto problematikou úzce souvisí ochrana životního prostředí, kde se uplatňují při spalování odpadu a využívání odpadního tepla. Při konstrukcích tepelných výměníků se hledí především na výkon, tlakové ztráty, teplosměnnou plochu. Nedílnou součástí je z hlediska ochrany životního prostředí ohled na hlučnost, použité materiály a tekutiny.

2. Teplonosná látka

Teplonosnou látkou mohou být páry, plyny a kapaliny, které by měly mít tyto základní vlastnosti: přenáší co největší množství tepla vztažené na jednotku objemu, jsou levné a snadno dostupné, jsou chemicky stálé v rozsahu používaných tlaků a teplot, nekorodují potrubí, nejsou jedovaté, výbušné, hořlavé, viskózní, netuhnou při nízkých teplotách a dovolují možnost regulace přenášeného výkonu. Dosud není známa teplonosná látka splňující všechny základní požadavky.

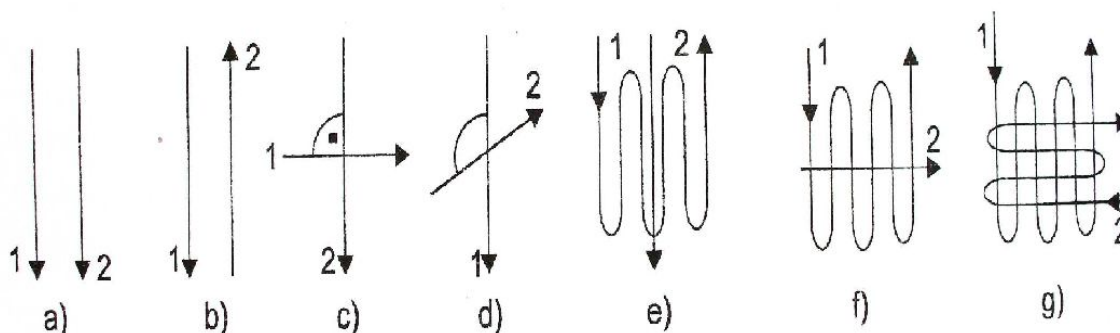
Nejvíce požadavků splňují silikonové oleje s bodem varu 300 až 400 °C při atmosférickém tlaku a bodem tuhnutí pod –35 °C. Jejich nedostatkem je však menší měrná tepelná kapacita a vysoká výrobní cena. Proto se jako teplonosná látka obvykle používá buď voda, nebo vodní pára. Má-li voda sloužit jako teplonosná látka, musí se chemicky upravovat a odplyňovat. Tato úprava není však zvlášť nákladná. Voda se vyznačuje z dostupných látek největší měrnou tepelnou kapacitou.

3. Základní klasifikace tepelných výměníků

Než-li se zaměříme na podrobnější klasifikaci miniaturních výměníků tepla, je nutno se zmínit o nejzákladnějším rozdělení tepelných výměníků. Důležitým kritériem této klasifikace je poměr teplosměnné plochy k objemu. Pokud tento poměr je roven nebo vyšší jak 700 m²/m³, můžeme říci, že tepelný výměník je *kompaktní*.

Výměníky tepla lze klasifikovat *dle způsobu použití* (ohříváče, vařáky, kondenzátory,...), *dle počtu a uspořádání proudů* (výměna tepla mezi dvěma nebo více médii,...), *dle charakteru výměny tepla* (beze změny či se změnou fáze) nebo *dle počtu teplosměnných ploch*: *směšovací výměníky*, kde žádné teplosměnné plochy nejsou a média se mísí; *regenerační výměníky* s jedinou teplosměnnou plochou, kterou střídavě omývá teplý a chladný proud, a *kontinuální rekuperační výměníky*, u nichž jsou proudy odděleny stěnou (teplosměnnou plochou). Co se týče přestupu tepelné energie, dělíme tepelné výměníky podle styku pracovních látek na tepelný výměník *s přímým a nepřímým stykem*. U tepelných výměníků *s přímým stykem*, se přestup tepla uskutečňuje mezi teplou, a studenou tekutinou pomocí přímého kontaktu mezi těmito médii. V případě tepelných výměníků *s nepřímým stykem*, se děje přestup tepla mezi teplou a studenou tekutinou pomocí teplosměnné plochy, což je stěna oddělující obě tekutiny. Právě na tepelné výměníky s nepřímým stykem, se bude tato práce dále zaměřovat.

Ve výměnících se používají různé směry proudů teplotných látek. Schématické znázornění je na obr. 3.1 .



Obr. 3.1 Proudění ve výměnících: a) souproud d) šikmý proud
b) protiproud e, f, g) kombinovaný
c) křížový proud

4. Konstrukce a aplikace miniaturních výměníků tepla

4.1 Miniaturní výměníky tepla Exergy

Firma Exergy byla vedoucím celosvětovým dodavatelem přenosu tepla po více než 25 let. Jejich výrobní a konstrukční technika se staví na úrovni doby, díky miniaturnímu provedení tepelných výměníků pro různé druhy průmyslu, který zahrnuje biotechnologii, chemický, elektrochemický a farmaceutický průmysl a další. Tato firma nabízí dvě skupiny výměníků, a to plášťové (shell and tube) a tzv. trubka v trubce (tube in tube). Tyto skupiny výměníků jsou konstruovány především niklovými slitinami "Hastelloy" a "Inconel" (vysoko - pevnostní, korozivzdorná, vytvrditelná slitina pro teploty od -250°C až do 700°C , vhodné pro svařované konstrukce a kryogenní aplikace).

4.1.1 Plášťové miniaturní tepelné výměníky (shell and tube)

Miniaturní plášťové výměníky tepla se skládají z kruhových trubek, které jsou uloženy uvnitř válcovitého pláště. Osa trubek je rovnoběžná s osou pláště. Jedinečné kompaktní zařízení, kde jeden proud tekutiny proudí v trubkách a druhá tekutina obtéká trubky vnitřkem pláště. Konstrukce je tvořena svazkem přímých trubek, které jsou na obou koncích upevněny v trubkovnicích a vloženy do pláště kruhového průřezu. Díky malým rozměrům snadno instalovatelný v omezeném prostoru.

4.1.1.1 Technické vlastnosti

- velká teplosměnná plocha na tak malý obsah
- intenzita přestupu tepla až 146kW
- výstupní tlaky až 10,3Mpa
- tekutina proudí uvnitř výměníku rychlostí maximálně 60 GPM

4.1.1.2 Konstrukční vlastnosti

- pájeny niklem
- hladká bezešvá trubka
- montážní součásti jsou dostupné
- nevyžadující údržbu
- antikorozi nátěr
- odolný proti agresivním látkám
- žádné těsnicí materiály



4.1.1.3 Aplikace

- výroba zařízení
- kondenzace a odpařování
- regenerační přestup tepla
- přetržitý proces topení nebo chlazení
- kryogenní chlazení (pro velmi nízké teploty)

Obr. 4.1 Plášťový miniaturní výměník

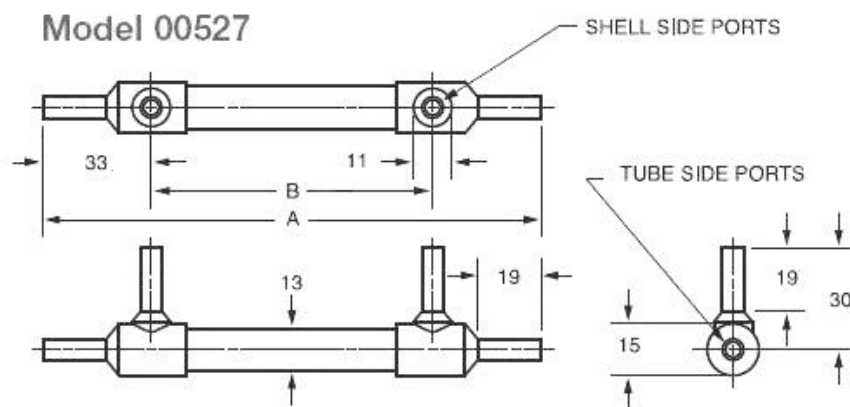
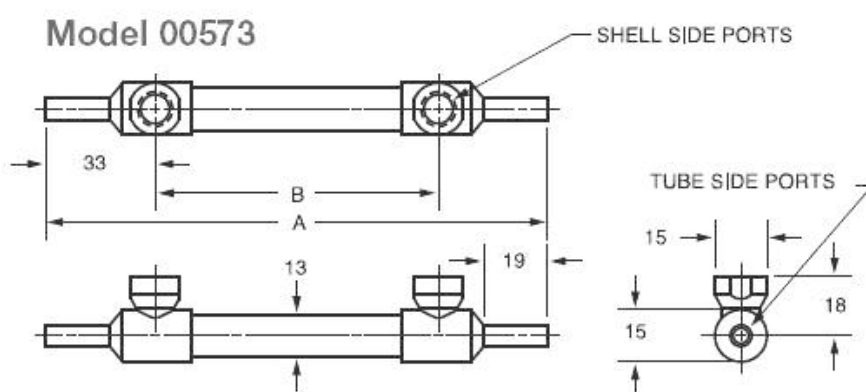
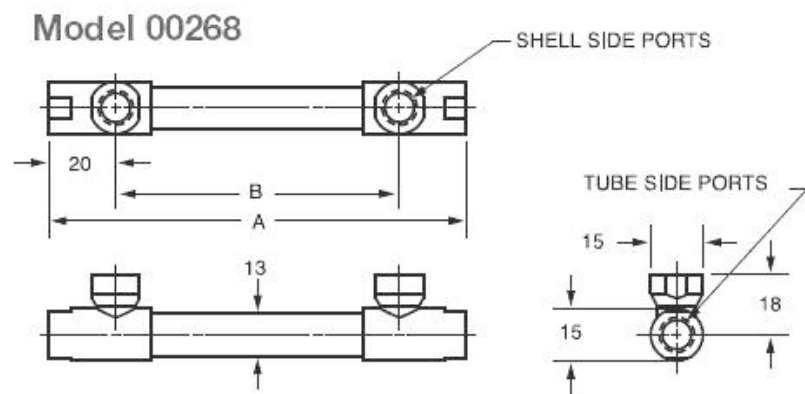
4.1.1.4 Klasifikace

Plášťové výměníky řadíme do 5 skupin: 10 23 35 54 73, kde každá řada má 3 modely, o různých tlacích, rozměrech, tvarech a teplosměnné ploše. Tyto modely mohou být však různé, a to podle počtu trubek a délky trubky, což má dopad na hmotnost výměníku a teplosměnnou plochu.

4.1.1.4.1 Řada 10

Maximální provozní podmínky:

- | | | |
|----------------------------|---|---|
| ▪ teplota | : | 425°C |
| ▪ teplotní rozdíl kapaliny | : | $T_{(\text{horká})} - T_{(\text{studená})} \leq 70^{\circ}\text{C}$ |
| ▪ tlak na straně trubky | : | 10,300 kPa |
| ▪ tlak na straně pláště | : | 6,900kPa |



Počet trubek	Délka trubky (mm)	Model	A (mm)	B (mm)	Hmotnost (kg)	Teplosměnná plocha (cm ²)
7	102	00268	124	84	0.1	51
		00573	149			
		00527	149			

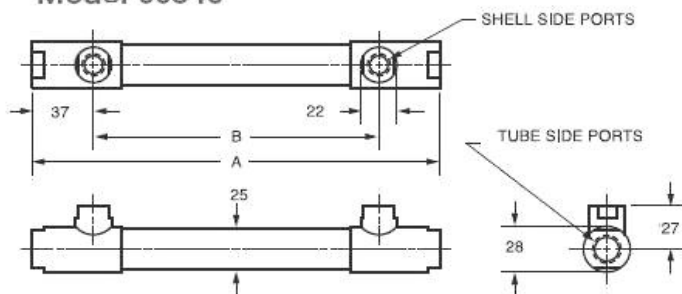
Tabulka 1 Parametry příslušných modelů tepelných výměníků

4.1.1.4.2 Řada 23

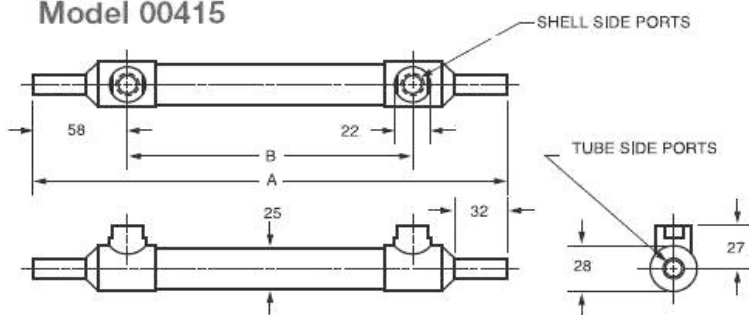
Maximální provozní podmínky:

- teplota : 425°C
- teplotní rozdíl kapaliny : $T_{(\text{horká})} - T_{(\text{studená})} \leq 70^\circ\text{C}$
- tlak na straně trubky : 10,300 kPa
- tlak na straně pláště : 6,900 kPa

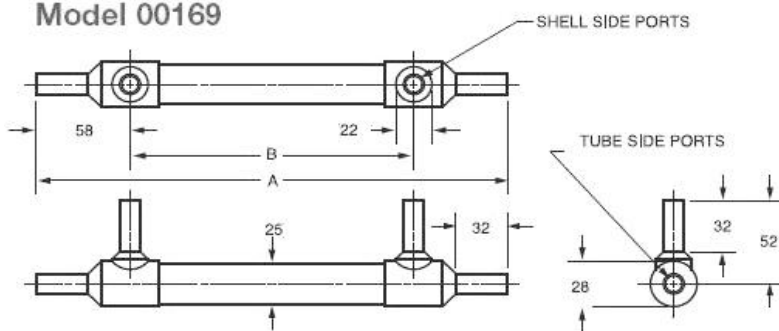
Model 00540



Model 00415



Model 00169



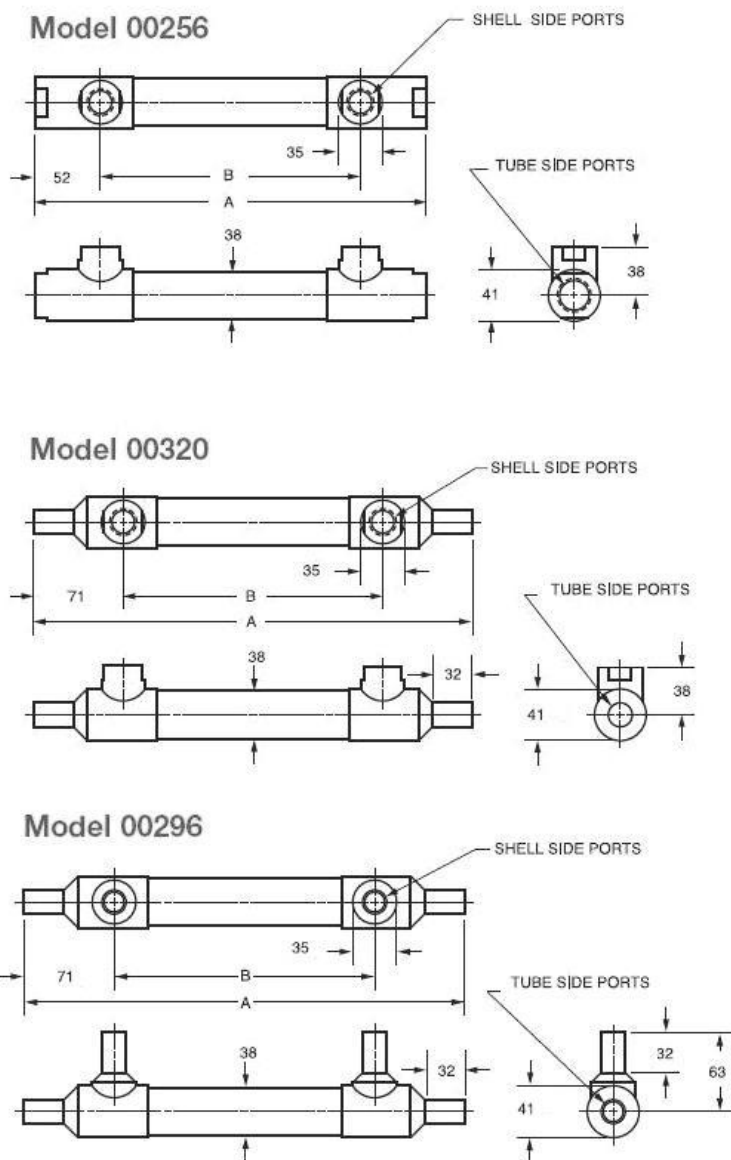
Počet trubek	Délka trubky (mm)	Model	A (mm)	B (mm)	Hmotnost (kg)	Teplosměnná plocha (m ²)
37	203	00540	248	173	0.47	0.05
		00415	288			
		00169	288			

Tabulka 2 Parametry příslušných modelů tepelných výměníků

4.1.1.4.3 Řada 35

Maximální provozní podmínky:

- teplota : 425°C
- teplotní rozdíl kapaliny : $T_{(\text{horká})} - T_{(\text{studená})} \leq 70^\circ\text{C}$
- tlak na straně trubky : 8,300 kPa
- tlak na straně pláště : 5,500 kPa



Počet trubek	Délka trubky (mm)	Model	A (mm)	B (mm)	Hmotnost (kg)	Teplosměnná plocha (m ²)
55	254	00256	311	207	1.4	0.13
		00320	349			
		00296	349			

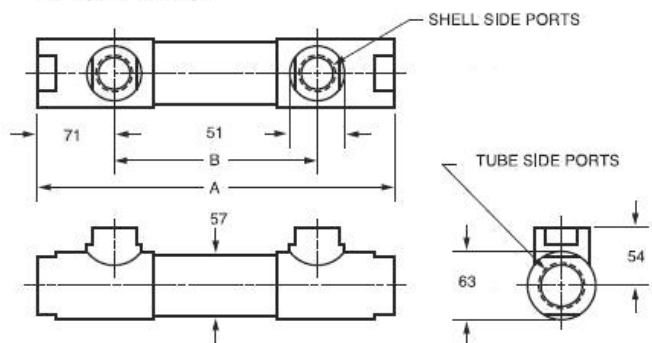
Tabulka 3 Parametry příslušných modelů tepelných výměníků

4.1.1.4.4 Řada 54

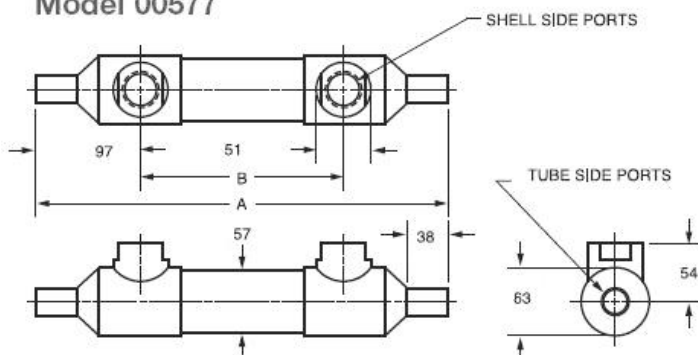
Maximální provozní podmínky:

- teplota : 425°C
- teplotní rozdíl kapaliny : $T_{(\text{horká})} - T_{(\text{studená})} \leq 70^\circ\text{C}$
- tlak na straně trubky : 5,200 kPa
- tlak na straně pláště : 3,400 kPa

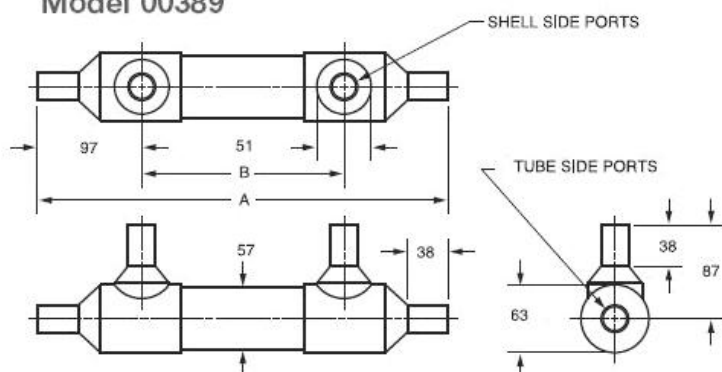
Model 00486



Model 00577



Model 00389



Počet trubek	Délka trubky (mm)	Model	A (mm)	B (mm)	Hmotnost (kg)	Teplosměnná plocha (m ²)
127	254	00486	330	187	3.5	0.30
		00577	381			
		00389	381			

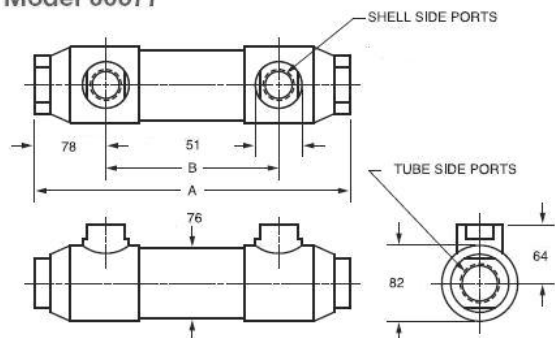
Tabulka 4 Parametry příslušných modelů tepelných výměníků

4.1.1.4.5 Řada 73

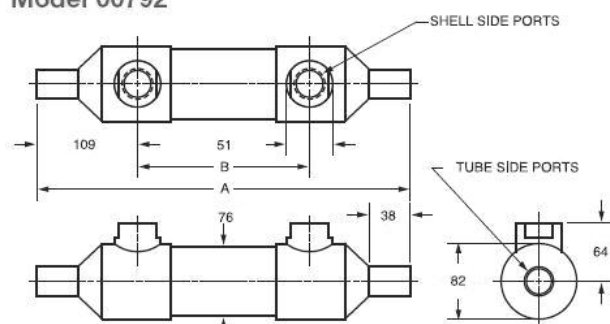
Maximální provozní podmínky:

- teplota : 425°C
- teplotní rozdíl kapaliny : $T_{(\text{horká})} - T_{(\text{studená})} \leq 70^\circ\text{C}$
- tlak na straně trubky : 4,800 kPa
- tlak na straně pláště : 2,800 kPa

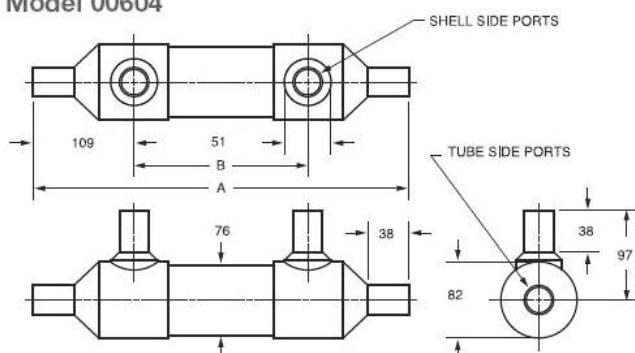
Model 00677



Model 00792



Model 00604



Počet trubek	Délka trubky (mm)	Model	A (mm)	B (mm)	Hmotnost (kg)	Teplosměnná plocha (m ²)
253	254	00677	343	187	5.1	0.60
		00792	406			
		00604	406			

Tabulka 5 Parametry příslušných modelů tepelných výměníků

4.1.2 Sanitární plášťové miniaturní tepelné výměníky (sanitary shell and tube)

Sanitární výměníky tepla jsou navrženy tak, aby vyhověly požadavkům vysoké kvality a hygienickým normám farmaceutického průmyslu. Všechny plochy dotyku výrobku jsou elektrolyticky leštěny na 0,5 Ra. Model s dvojitou trubkovnicí odstraní riziko křížové kontaminace mezi výrobkem a provozní kapalinou. Z konstrukčního hlediska je svazek složený z několika trubek o malém průměru, skrze které protéká jedno médium, uloženy v plášti, kterým protéká médium druhé.

Elektrolytické leštění je povrchová úprava kovů bez mechanického zásahu, k dosažení lesklého a hladkého povrchu. Obráběný předmět ponořený do elektrolytu (obvykle koncentrované kyseliny) se zapojí jako anoda na zdroj elektrického proudu, Katodou je ocelový nebo měděný plech. Při průchodu proudu, nastává vyrovnání povrchových nerovností leptáním výčnělků. Technologie umožňuje takto opracované kovy využívat jako např. lékařské pomůcky.

4.1.2.1 Technické vlastnosti

- velká teplosměnná plocha na tak malý obsah
- intenzita přestupu tepla až 146kW
- výstupní tlaky až 10,3Mpa
- tekutina proudí uvnitř výměníku rychlostí maximálně 60 GPM

4.1.2.2 Konstrukční vlastnosti

- dostupný i bez elektrolytického leštění
- hladký a lesklý povrch díky elektrolytickému leštění
- nevyžadují údržbu
- materiál je antikorozivní ocel
- model s dvojitou trubkovnicí



Obr. 4.2 Sanitární verze plášťového výměníku

4.1.2.3 Aplikace

- chlazení nebo topení
- parní kondenzátor a dochlazování
- regulátor teploty
- technologie WFI(water for injection)

4.1.2.4 Klasifikace

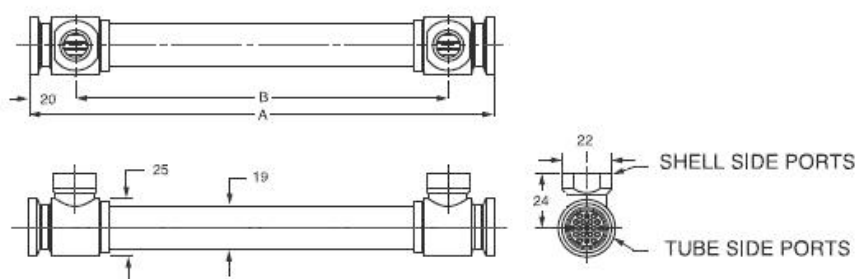
Plášťové výměníky řadíme do 5 skupin: 17 35 60, kde každá řada má 2 modely, o různých tlacích, rozměrech, tvarech a teplosměnné ploše. Tyto modely mohou být však různé, a to podle počtu trubek a délky trubky, což má dopad na hmotnost výměníku a teplosměnnou plochu. Řada 35 a 60 se vyrábějí navíc s dvojitou trubkovnicí.

4.1.2.4.1 Řada 17

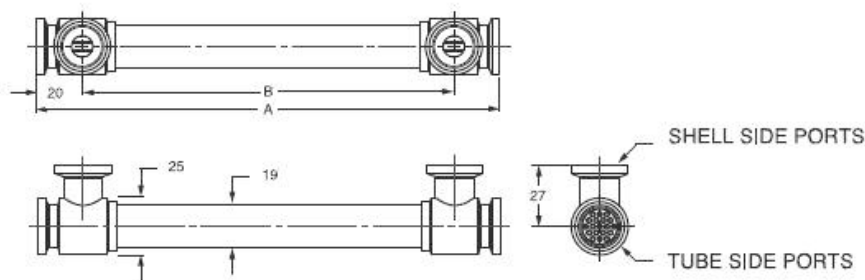
Maximální provozní podmínky:

- teplota : 425°C
- teplotní rozdíl kapaliny : $T_{(\text{horká})} - T_{(\text{studená})} \leq 70^\circ\text{C}$
- tlak na straně trubky : 10,300 kPa
- tlak na straně pláště : 6,900 kPa

Model 00402



Model 00882



Počet trubek	Délka trubky (mm)	Model	A (mm)	B (mm)	Hmotnost (kg)	Teplosměnná plocha (cm ²)
19	102	00402	103	63	0.21	134
		00882				

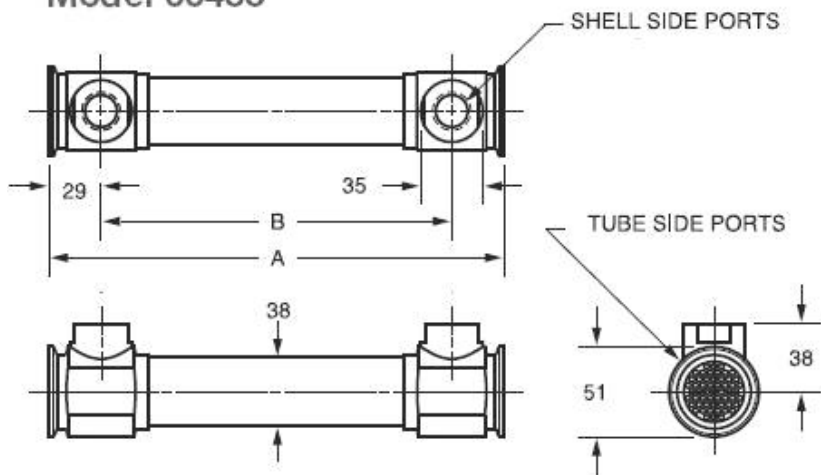
Tabulka 6 Parametry příslušných modelů tepelných výměníků

4.1.2.4.2 Řada 35

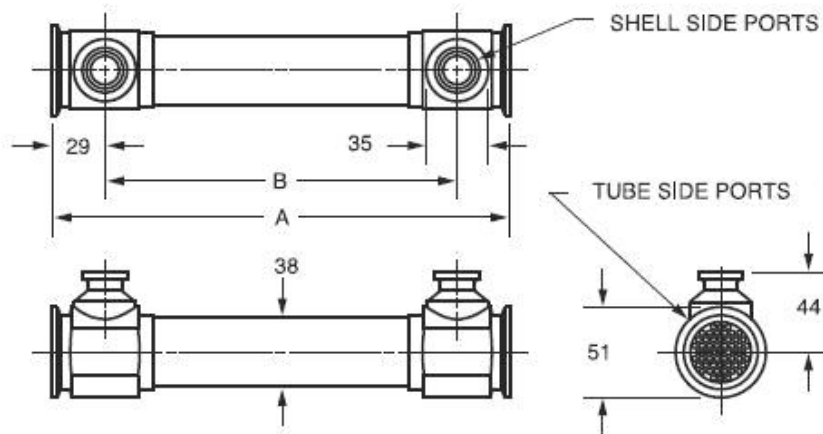
Maximální provozní podmínky:

- teplota : 425°C
- teplotní rozdíl kapaliny : $T_{(\text{horká})} - T_{(\text{studená})} \leq 70^\circ\text{C}$
- tlak na straně trubky : 8,300 kPa
- tlak na straně pláště : 5,500 kPa

Model 00455



Model 00456



Počet trubek	Délka trubky (mm)	Model	A (mm)	B (mm)	Hmotnost (kg)	Teplosměnná plocha (m ²)
55	254	00455	255	197	1.1	0.13
		00456				

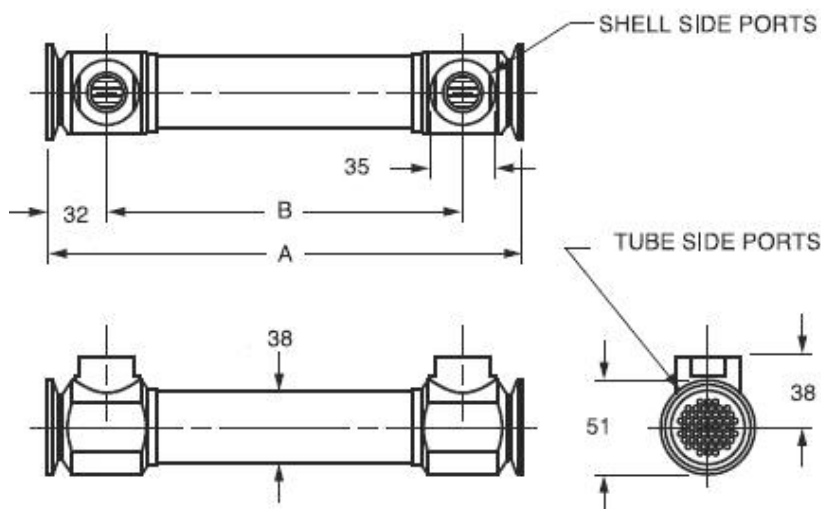
Tabulka 7 Parametry příslušných modelů tepelných výměníků

4.1.2.4.3 Řada 35 s dvojitou trubkovnicí

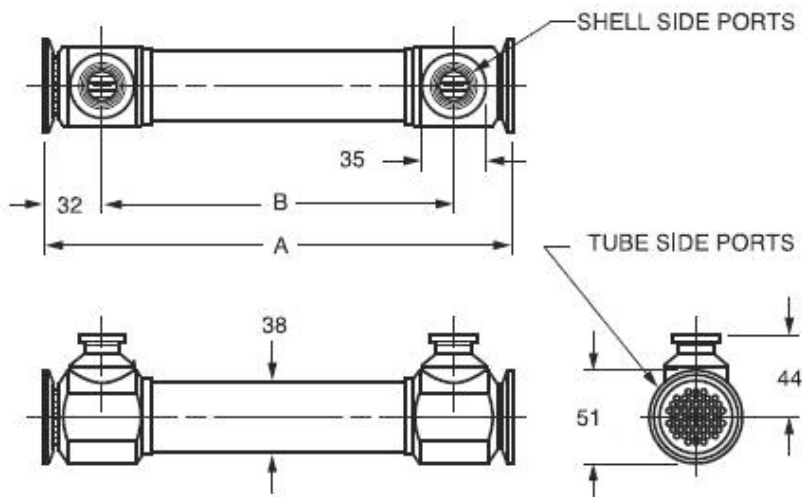
Maximální provozní podmínky:

- teplota : 425°C
- teplotní rozdíl kapaliny : $T_{\text{(horká)}} - T_{\text{(studená)}} \leq 70^{\circ}\text{C}$
- tlak na straně trubky : 8,300 kPa
- tlak na straně pláště : 5,500 kPa

Model 01095



Model 01085



Počet trubek	Délka trubky (mm)	Model	A (mm)	B (mm)	Hmotnost (kg)	Teplosměnná plocha (m ²)
55	254	01095	254	190	1.6	0.12
		01085				

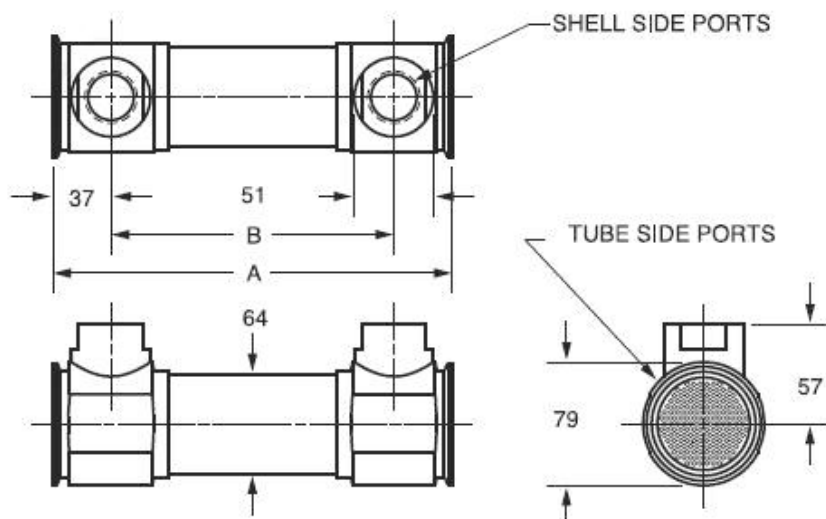
Tabulka 8 Parametry příslušných modelů tepelných výměníků

4.1.2.4.4 Řada 60

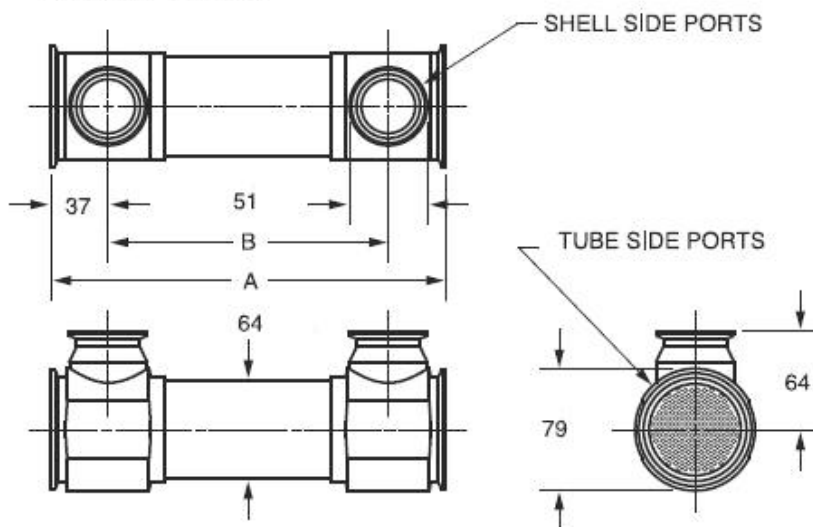
Maximální provozní podmínky:

- teplota : 425°C
- teplotní rozdíl kapaliny : $T_{(\text{horká})} - T_{(\text{studená})} \leq 70^\circ\text{C}$
- tlak na straně trubky : 4,100 kPa
- tlak na straně pláště : 2,800 kPa

Model 00686



Model 00687



Počet trubek	Délka trubky (mm)	Model	A (mm)	B (mm)	Hmotnost (kg)	Teplosměnná plocha (m ²)
163	254	00686	255	181	3.5	0.39
		00687				

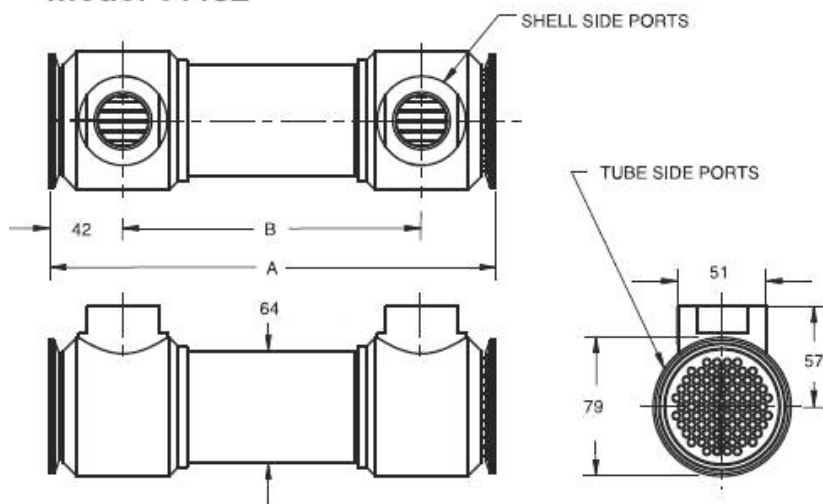
Tabulka 9 Parametry příslušných modelů tepelných výměníků

4.1.2.4.5 Řada 60 s dvojitou trubkovnicí

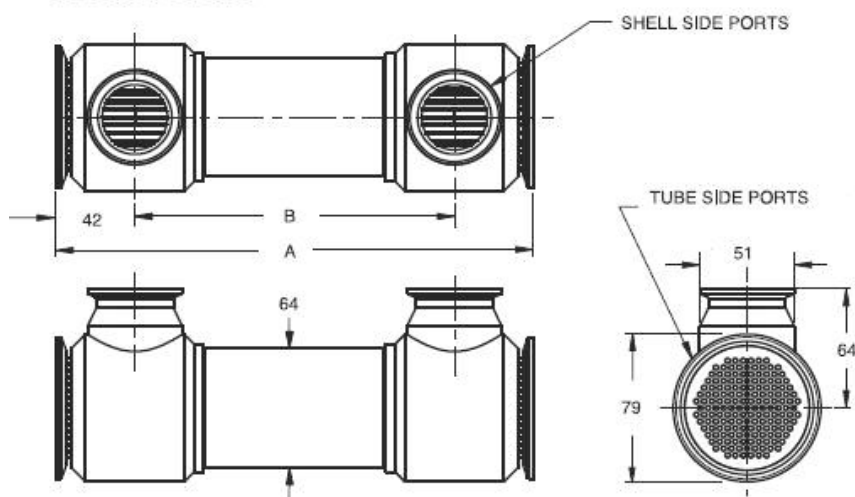
Maximální provozní podmínky:

- teplota : 425°C
- teplotní rozdíl kapaliny : $T_{(\text{horká})} - T_{(\text{studená})} \leq 70^\circ\text{C}$
- tlak na straně trubky : 4,100 kPa
- tlak na straně pláště : 2,800 kPa

Model 01182



Model 01179



Počet trubek	Délka trubky (mm)	Model	A (mm)	B (mm)	Hmotnost (kg)	Teplosměnná plocha (m ²)
163	254	00686	254	170	4.3	0.36
		00687				

Tabulka 10 Parametry příslušných modelů tepelných výměníků

4.1.3 Miniaturní výměníky tepla "Trubka v trubce"

Miniaturní výměník typu „trubka v trubce“ se skládá ze dvou trubek, kde jedna trubka je uvnitř druhé o větším průměru s vhodným uložením vzhledem k usměrnění toku z jedné oblasti do druhé. Výměníky mohou být uspořádány v různých typových řadách a soustavách, aby došlo k menší tlakové ztrátě a menšímu střednímu teplotnímu logaritmickému spádu. Jedna kapalina proudí skrz menší trubku, a druhá ji obtéká vnější trubkou. Jedinečné konstrukční provedení, které zamezuje teplotní únavy, zvyšuje výkonnost a snižuje celkovou velikost výměníku. Používají se především v oblasti, kde je požadováno citlivé ohřívání či chlazení postupujících tekutin, a tam, kde je potřeba méně rozlehlá teplosměnná plocha.

4.1.3.1 Technické vlastnosti

- tekutina proudí až 10 GPM(38 LPM)
- intenzita přestupu tepla je 29 kW
- výstupní tlak až 31Mpa

4.1.3.2 Konstrukční vlastnosti

- tlustostěnná, hladká a bezešvá trubka
- velmi odolný teplotním zátěžím
- celosvařovaná konstrukce
- tlakově zkoušen
- nevyžadují údržbu
- celistvá díra se závitem pro montáž



Obr. 4.3 Výměník Trubka v trubce

4.1.3.3 Aplikace

- WFI
- pro vysoké teploty, vysoké tlaky ale malé toky
- parní kondenzátory
- kapaliny a plyny
- odběr vzorků

4.1.3.4 Sanitární verze

- elektrolytický leštěný povrch na 0,5 μ m Ra
- žádné nebezpečí křížové kontaminace mezi tekutinami
- sanitární armatura (ISO 2852)

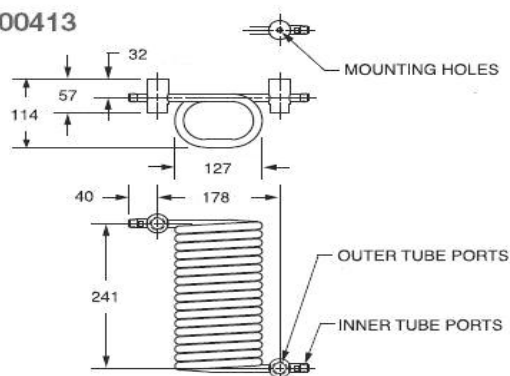
- žádné mrtvé body ani praskliny
- antikoroziční nátěr
- zvláštní metoda čištění

4.1.3.5 Klasifikace

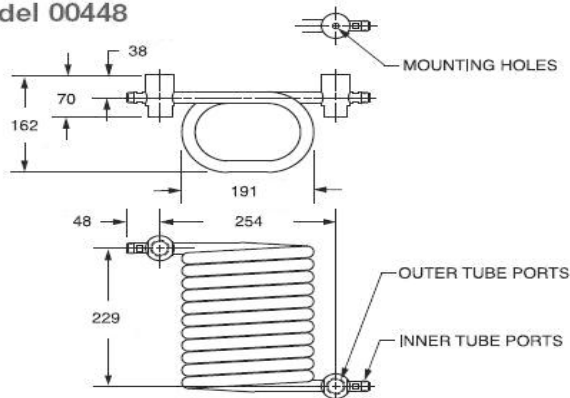
Rozlišujeme dvě verze: základní a sanitární. Sanitární se liší od základní pouze v úpravě povrchu vnitřní trubky, kde všechny plochy dotyku výrobku jsou elektrolyticky leštěny do $0,5\mu\text{m Ra}$.

4.1.3.5.1 Trubka v trubce

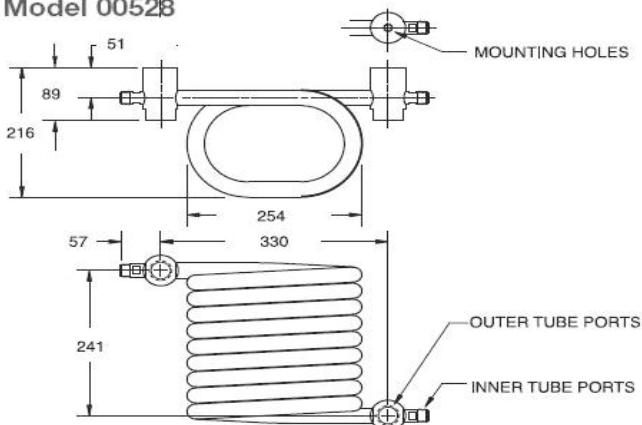
Model 00413



Model 00448



Model 00528



Model	Teplosměnná plocha (m ²)	Hmotnost (kg)
00413	0.11	2.7
00448	0.16	5.4
00528	0.24	10.4

Tabulka 11 Parametry příslušných modelů tepelných výměníků

4.2 Miniaturní výměníky tepla Alfa Laval

Kompaktní výměníky tepla Alfa Laval se používají pro různé procesy v průmyslových provozech či výrobach v mnoha oblastech na celém světě. Pracují v nejrozumnějších aplikacích od tradičního přenosu tepla mezi dvěma kapalinami až, po dvoufázové přenosy tepla. Společný je jim mimořádně vysoký tepelný výkon, nízké pořizovací náklady i nižší náklady na provoz a na údržbu, zvýšená provozní bezpečnost a spolehlivost.

4.2.1 Miniaturní Deskový výměník Alfa Nova 14

AlfaNova je deskový výměník tepla, vyrobený z 100% nerezové oceli. Je založeno na nové revoluční technologii firmy Alfa Laval - AlfaFúzi, umění spájet části nerezové oceli dohromady

AlfaNova výměníky tepla jsou vhodné pro aplikace s velkým požadavkem na čistotu, aplikace, kde je užitý amoniak nebo aplikace, kde není přijatelná kontaminace mědi a niklem. Jeho velká odolnost vůči korozi dělá obojí, hygienický a šetrný vůči životnímu prostředí. Je velmi pevný ve srovnání s jeho kapacitou vydržet velké napětí vyžadující tepelné přenosy.

4.2.1.1 Aplikace

- chlazení oleje
- kondenzátor
- ohřívač
- chladič
- absorpční systém

4.2.1.2 Další důležité aplikace

- ochlazovací proces
- hydraulické ochlazování oleje
- laserové ochlazování
- hygienická/zdravotní aplikace



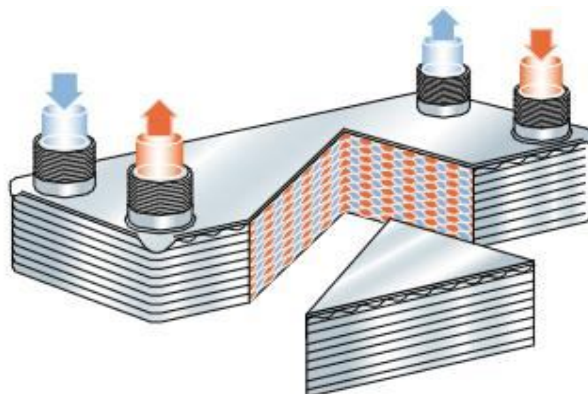
Obr. 4.4 Alfa Nova 14

4.2.1.3 Provozní podmínky

- minimální teplota : -196 °C
- maximální teplota : +550 °C
- maximální průtok : 4,3 m³/h

4.2.1.4 Pracovní princip

Ohřívací povrch se skládá z vlnitých kovových desek naskládané na sebe. Kanálky vedou mezi deskami a rohové otvory jsou uspořádány tak, aby dva media plynuly mezi střídavými kanálky vždy v protiproudu. Media jsou soustředěvaná v jednotce spojené se zapečetěním kolem rohů destiček. Kontaktní body destiček jsou odolné vůči vysokému tlaku, které mohou media způsobit. Protiproud způsobuje, že je možné efektivně vyjmout teplo i když jsou mezi studenými a teplými médii extrémně malé rozdíly teplot. Tento výsledek jde poznat v šetření energie.



Obr. 4.5 Princip proudění

4.2.2 Mosazný deskový miniaturní výměník tepla CB14

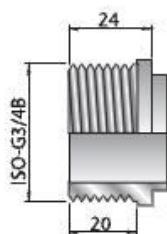
Ohřevná část se skládá z tenkých vlnitých kovových destiček navrstvených na sobě. Kanálky vedou mezi destičkami a rohovými otvory a jsou uspořádány tak, aby dva média proudily rezervními kanálky, vždy v protiproudu. Media jsou udržovány ve stroji mosaznými těsněními na okrajích destiček. Kontaktní body destiček jsou také z mosazi, aby mohly vydržet tlak media.

4.2.2.1 Provozní podmínky

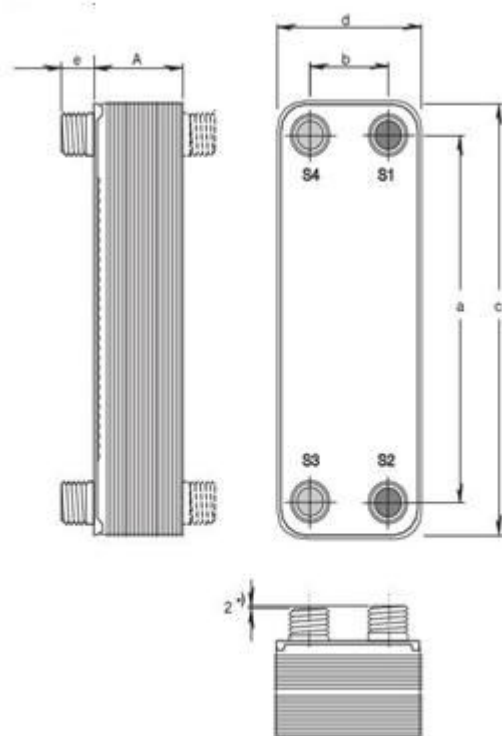
- minimální teplota : -165 °C
- maximální teplota : +175 °C
- maximální tlak : 32 bar
- maximální průtok : 3,6 m³/h
- počet destiček : 20

4.2.2.2 Konstrukce

Úzké, vlnité destičky z nerezové oceli využívané pro design CB jsou k sobě spojené mědí. Toto vytváří samostatnou jednotku, která může zvládnout obojí, jak velký tlak, tak velké teploty. A na rozdíl od tradičního designu, mosazný deskový výměník tepla se skládá pouze ze součástí, které aktivně přispívají výměně tepla, což zajišťuje značné zvětšení celé efektivity.



Obr. 4.6 Přípojka (S1 – S4)



Obr. 4.7 CB14 (n- počet destiček)

Typ	a (mm)	b (mm)	c (mm)	d (mm)	e (mm)	A (mm)	Hmotnost (kg)
CB 14	172	42	208	78	24	$8 + n \times 2.35$	$0.7 + n \times 0.06$

Tabulka 12 Rozměry výměníku

4.2.2.3 Výhody mosazného deskového výměníku tepla v průmyslu

Velká efektivita přenosu tepla BHE ho dělá velmi pevný a také je jednodušší v instalaci v prostředí, kde není moc místa. Přístroj nemá žádné těsnění a proto je dobře využitelný v aplikacích, kde je vysoký tlak nebo teplota například v případě dálkového vytápění.

4.2.3 Utěsněný deskový miniaturní výměník tepla M3 Compact

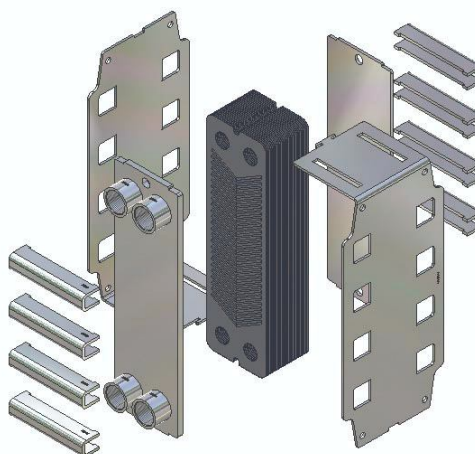
Destičky vyplněné těsníci vložkami, které oddělují kanálky od sebe a směřují kapalinu do střídavých kanálků. Tento typ deskového výměníku tepla je využíván průmyslem jako standardní vybavení pro efektivní ohřívání, ochlazování, využití odpadního tepla, zhušťování a odpařování.

4.2.3.1 Konstrukce

Deskový výměník tepla se skládá z množství vlnitých kovových destiček s otvory pro proud dvou kapalin, mezi kterými proběhne tepelná výměna. Baterie je vsazena do rámu a stlačena mezi rámovými destičkami a přítlačnou deskou. Destičky mají uvnitř těsnící kroužky, které oddělují kanálek a směřují kapalinu do rezervních kanálků. Počet destiček závisí na rychlosti toku, fyzikálním vlastnostem kapaliny, poklesu tlaku a teplotním programu. Vlnité destičky vytváří turbulence kapaliny a pomáhají destičkám v překonání změn tlaku. Rámová montáž se skládá z následujících částí: Rámová destička se spojeními, přítlačná deska, postranní destičky a tyče.



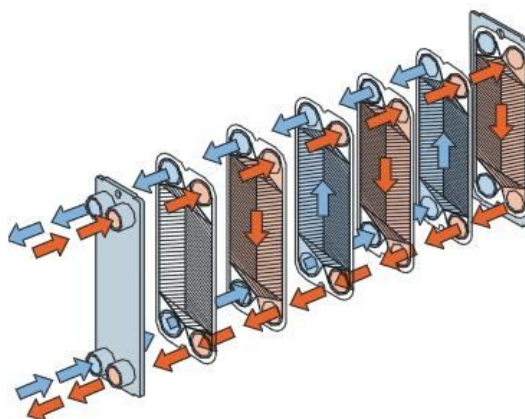
Obr. 4.8 M3 Compact



Obr. 4.9 Jednotlivé části výměníku M3

4.2.3.2 Princip činnosti

Kanátky jsou mezi destičkami a postranní otvory jsou uspořádány tak, aby dva média proudila v rezervních kanálkách. Teplo je přeměňováno mezi kanálky a konečný protiproud vzniká v nejvyšší možné výkonnosti. Vlnitost kanálků umožňuje cestu mezi dvěma destičkami, také podpírají destičku proti přilehlé destičce a způsobují turbulence, které zajišťují efektivní přeměnu tepla.



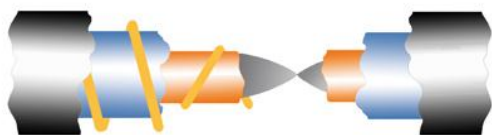
Obr. 4.10 Proudění tekutin mezi deskami

4.2.4 Miniaturní trubkový výměník tepla Pharma – X

V dnešním lékárnickém průmyslu je vyžadován efektivní hygienický výměník tepla pro účelné ochlazování vody pro injekce (WFI) s žádným rizikem kontaminace mezi produktem a chladicím médiem. Výměník tepla Pharma-X je ideální pro účelné ochlazování WFI, ale může být také použit pro úkoly, kde je účelem rychle zahřát nebo ochladit vodu z WFI. Výměník tepla Pharma-X obsahuje tři trubky umístěné mezi sebou s výrobkem umístěným uvnitř trubky a ohřívacím nebo ochlazovacím médiem ve vnitřní nebo vnější trubce. Spirála je používána, aby pomohla sjednotit rozmístění trubek, k odstranění laminárního proudu kapaliny a k zvýšení efektivity výměníku tepla. Tři trubky a spirály jsou ohnuté do 180°, aby vyformovaly ohnutí ve tvaru písmene “U“. Toto poskytuje kompaktní design s optimálním využitím prostoru. Teplo se roztáhne po celém ohybu, což dělá Pharma-X velmi vhodný pro velké teplotní rozdíly v ohřívacích a ochlazovacích procesech a také pro vhodný pro sterilizaci páry. Design výměníku tepla Pharma-X má svarové švy umístěné pouze zvenku kvůli kompletnímu předejití možnosti křížové kontaminace.

4.2.4.1 Princip činnosti

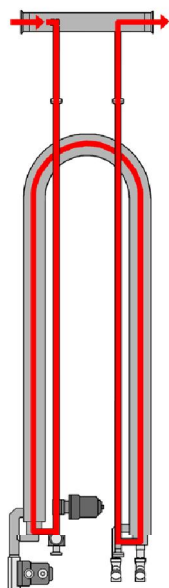
Médium proudí v centrální kanálku (Obr. 4.11) dostávající se do obslužného média ve vnitřním nebo vnějším kanálku, aby se vyplnil protiproudem a potom byl efektivně tepelně přeměněn. Nainstalovaný jako kompletně účelný chladič je výměník tepla neustále čištěn. V pohotovostním režimu (Obr. 4.13), část horkého WFI je přenášena Pitotovou trubicí (Obr. 4.12) aby mohla neustále proudit výměníkem tepla. Když potřebujeme studené WFI, ochlazovací režim (Obr. 4.14) je ovládán vypínačem vzduchu, což uzavírá oběhový ventil a otvírá záklopku s chladicívodou. Za chvíli je studené WFI dostupné.



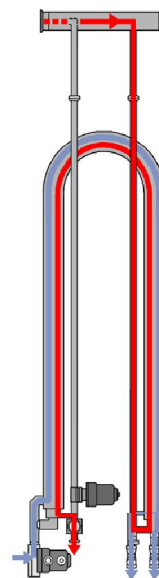
Obr. 4.11 Centrální kanálek



Obr. 4.12 Pitotova trubice



Obr. 4.13 Pohotovostní režim



Obr. 4.14 Ochlazovací režim

5. Přenos tepla a hybnosti

Výpočet výměníků tepla představuje úlohu, která zahrnuje tři samostatné základní výpočty: *tepelný, hydraulický a pevnostní*.

Hydraulickým výpočtem zjišťujeme hydraulický odpor proudícího média výměníkem a současně návrh strojů zajišťující jeho průtok.

Pevnostním výpočtem rozumíme úlohu, která představuje výměníky jako stabilní tlakové nádoby. Většina výpočtových podkladů je uváděna v normách. V případě že nejsou uvedeny, je třeba výsledky experimentálně ověřovat.

Největší význam má však, z hlediska funkčnosti, *výpočet tepelný*. Rozeznáváme dva postupy řešení, kontrolní a návrhový. *Návrhový* neboli konstrukční postup, jehož cílem je návrh teplosměnných ploch (velikost a uspořádání) tak, aby při daných provozních podmínkách média zajišťovaly požadovaný tepelný výkon. *Kontrolní výpočet* slouží k stanovení dosahovaných parametrů, u výměníku již navrženého.

Z teoretického hlediska výpočtu výměníku, se jedná o soustavu parciálních diferenciálních rovnic složených z rovnice *kontinuity*, *energetické* a *pohybové* rovnice, které můžeme zapsat v následujícím tvaru podle:

$$\frac{D\rho}{Dt} = -q(\nabla \cdot \vec{w}) \quad (5.1)$$

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -(\nabla \cdot \vec{q}) - p(\nabla \cdot \vec{w}) - (\vec{\tau} : \nabla \vec{w}) \quad (5.2)$$

$$\rho \frac{D\vec{w}}{Dt} = -\nabla p - [\nabla \cdot \vec{\tau}] + \rho \vec{g} \quad (5.3)$$

Tyto rovnice je nutno doplnit počátečními a okrajovými podmínkami, a zároveň zahrnout i další vlivy, jako je stav teplosměnné plochy apod.

Pro praktické výpočty lze jednoduše vycházet pomocí *Newtonova vztahu*:

$$Q = \alpha \cdot S \cdot \Delta T \quad (5.4)$$

kde S je plocha, ΔT je teplotní rozdíl a α je součinitel přestupu tepla, který zahrnuje veškeré termokinetické vlastnosti při přestupu tepla mezi teplosměnnou plochou a médiem, jako například vlastnosti tekutiny (součinitel teplotní vodivosti, hustota, měrná tepelná kapacita apod.), rychlost proudění nebo rozdíl teplot. Součinitel α je definován pouze pro dohodnuté S a ΔT . Definice koeficientu přestupu tepla jsou různá v závislosti na druhu a způsobu proudění (např. proudění v kanálech nebo proudění kolem ponořených těles).

V našem případě budeme řešit sledování sdílení mezi dvěma tekutinami oddělenými jednoduchou nebo složenou stěnou, za účelem stanovení koeficientu prostupu tepla k , ve kterém je zahrnut vliv všech tepelných odporů, kterými musí teplo procházet. Pro válcovou stěnu o vnitřním průměru d_u a vnějším d_v složenou z j vrstev o tepelné vodivosti λ_j , kterou obtékají dvě tekutiny o teplotách T_u a T_v , počítáme koeficient součinitele prostupu tepla následujícím vztahem:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_u} + \frac{d_u}{\lambda_j} \cdot \frac{1}{\alpha_v} + \frac{d_u}{2} \cdot \sum \frac{1}{\lambda_j} \cdot \ln\left(\frac{d_j}{d_{j-1}}\right)} \quad (5.5)$$

$$dQ = k(\pi d_u dx)(T_u - T_v) \quad (5.6)$$

pro stěnu jednoduchou o j vrstvách materiálu o tepelné vodivosti λ_j a tloušťce δ_j obtékanou tekutinami o teplotách T_1 a T_2 vyjádříme vztahem:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (5.7)$$

$$dQ = k(dS)(T_1 - T_2) \quad (5.8)$$

Vzhledem k již výše popsané obtížnosti řešení diferenciálních rovnic proudění tekutiny a přenosu tepla, používáme v technické praxi pro určení přestupu tepla tzv. teorie podobnosti, jejíž aplikace umožňuje přenášení empiricky určených hodnot součinitele přestupu tepla na děje termokineticky, hydrodynamicky a geometricky podobné.

5.1 Teorie podobnosti

Fyzikální děje, které jsou matematicky popsány rovnicemi stejného tvaru a obsahu a mají stejná kritéria podobnosti, označujeme jako děje podobné. Kritéria podobnosti jsou výrazy bezrozměrné, charakterizující již výše zmíněnou geometrickou, hydrodynamickou a termokinetickou podobnost.

Geometrická podobnost je tvořena poměrem charakteristických rozměrů pro teplosměnnou plochu.

Hydrodynamická podobnost vyjadřuje podobnost nuceného a volného proudění média a vychází z rovnice kontinuity (1.1) a pohybové rovnice (1.3). Jejich úpravou dostáváme základní hydrodynamické kritéria:

Reynoldsovo kritérium – vyjadřuje poměr setrvačných sil a sil molekulárního tření

$$Re = \frac{w \cdot l}{\nu} \quad (5.9)$$

Grashofovo kritérium – je určujícím kritériem pro volné proudění a vyjadřuje poměr sil třecích, vztlakových a setrvačných

$$Gr = \gamma \Delta T \frac{g \cdot l^3}{\nu^2} \quad (5.10)$$

Eulerovo kritérium – poměr tlakových a setrvačných sil při proudění tekutiny

$$Eu = \frac{\Delta p}{\rho w^2} \quad (5.11)$$

aj.

Termokinetická podobnost vyjadřuje podobnost přenosu tepla mezi stěnou a proudící tekutinou. Tato podobnost vychází z rozboru energetické rovnice (1.2) a z rovnice vyjadřující rovnost tepelných toků kondukcí a konvekcí v tekutině:

$$\alpha \Delta T = -\lambda \frac{\partial t}{\partial x} \quad (5.12)$$

Základní termokinetice kritéria:

Nusseltovo kritérium – poměr přenosu tepla konvekcí a kondukcí v termokinetice mezní vrstvě tekutiny

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} \quad (5.13)$$

Pécletovo kritérium – poměr sdílení tepla vedením a prouděním tekutiny

$$Pe = \frac{c \cdot l}{a} \quad (5.14)$$

Prandtlovo kritérium – vyjadřuje fyzikální podobnost při sdílení tepla

$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad (5.15)$$

S využitím uvedených kritériálních čísel jsou výsledky měření prováděné na laboratorních modelech převáděny do tzv. kritériálních rovnic. Tyto rovnice se pak užívají při řešení přenosu tepla konvekcí. Nedílnou součástí každé kritériální rovnice jsou intervaly platnosti rovnice a určující teplota pro výpočet termofyzikálních veličin dosazovaných do kritériálních čísel.

5.2 Přestup tepla beze změny skupenství tekutiny

Kritériálních rovnic, je uvedeno v literatuře velké množství. Některé rovnice jsou obecnější, jiné zas platí pro jednu určitou tekutinu, např. vzduch nebo voda. Fyzikální vlastnosti tekutiny, které jsou obsaženy v kritériích podobnosti, závisí na teplotě. Při používání rovnic musí být respektována tzv. *určovací teplota*, tj. teplota, kterou bral autor v úvahu při jejich sestavování. Další důležitou veličinou, která musí být u rovnice udána, je *charakteristický rozměr*.

5.2.1 Přestup tepla při nuceném proudění tekutiny v trubkách a kanálech

Při proudění v trubkách je charakteristický rozměr vnitřní průměr trubky. Uvedené rovnice se používají i pro nekuhové kanály, mezery a mezikruží. Charakteristickým rozměrem je pak ekvivalentní *hydraulický průměr*:

$$d_h = \frac{4 \cdot S}{o} \quad (5.16)$$

kde S je průřez obrazce a O je omočený obvod.

5.2.1.1 Laminární proudění ve vodorovném potrubí

$$Nu = 0,74 \cdot (Re \cdot Pr)^{0.2} \cdot (Gr \cdot Pr)^{0.1} \cdot \varepsilon_L \quad (5.17)$$

Platí do $Re=2300$. Určovací teplotou je rozdíl mezi teplotou tekutiny a stěny. Pro svislá potrubí je při souproudu volného a nuceného proudění součinitel přestupu tepla asi o 15% větší, než udává uvedená rovnice. Opravný součinitel ε_L se uvádí, je-li délka trubky menší než 50d.

l/d	1	2	5	10	15	20	30	40	50
ε_L	1,90	1,70	1,44	1,28	1,18	1,13	1,05	1,02	1,00

Tabulka 13 Opravný součinitel

5.2.1.2 Turbulentní proudění trubkami

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.43} \cdot \varepsilon_t \cdot \varepsilon_R \cdot \varepsilon_L \quad (5.18)$$

Rovnice platí od $Re=10^4$, $Pr>0,7$. Fyzikální vlastnosti tekutiny se určují pro její střední teplotu při průtoku trubkou. Opravný součinitel na neizotermické proudění:

$$\varepsilon_t = \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0.25} \quad (5.19)$$

Teplotní součinitel pro plyny:	$T_s/T = 0.5$ až 1	$\varepsilon_t = 1,27 - 0,27 \cdot T_s/T$
	$T_s/T = 1$ až 3,5	$\varepsilon_t = (T_s/T)^{-0.55}$
	$T_s, T \dots \dots \dots$ absolutní teplota stěny a tekutiny	

Opravný součinitel pro oblouky (d- průměr potrubí, R- poloměr zakřivení):

$$Re'_{kr} < Re < Re''_{kr} \dots \epsilon_r = 1, \quad Re > Re''_{kr} \dots \epsilon_r = 1 + 1,8 d/R$$

Kritické hodnoty Reynoldsova kritéria:

$$Re'_{kr} = \frac{16,4}{\sqrt{d/R}} \quad (5.20)$$

$$Re''_{kr} = 18500 \left(\frac{D}{2.R} \right)^{28} \quad (5.21)$$

Opravný součinitel ϵ_L pro krátké trubky:

l / d	1	2	5	10	15	20	30	40	50
$Re=2 \cdot 10^4$	1,51	1,4	1,27	1,18	1,13	1,10	1,05	1,02	1,00
$Re=5 \cdot 10^4$	1,34	1,27	1,18	1,13	1,10	1,08	1,04	1,02	1,00
$Re=1 \cdot 10^5$	1,28	1,22	1,15	1,10	1,08	1,06	1,03	1,02	1,00
$Re=1 \cdot 10^6$	1,14	1,11	1,08	1,05	1,04	1,03	1,02	1,01	1,00

Tabulka 14 Opravný součinitel

5.2.2 Přestup tepla při nuceném obtékání válcových těles

5.2.2.1 Proudění kolmo k jedné trubce

$$Nu = c \cdot Re^n \cdot Pr^{0,35} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0,25} \quad (5.22)$$

Kde c a n :	$Re=8$ až 100	$c=0,59$	$n=0,47$
	$Re=100$ až 5000	$c=0,665$	$n=0,47$
	$Re=5 \cdot 10^3$ až $5 \cdot 10^4$	$c=0,22$	$n=0,6$
	$Re>5 \cdot 10^4$	$c=0,026$	$n=0,8$

Určovací hodnotou je střední teplota tekutiny, pouze Pr_s se určuje pouze pro teplotu tekutiny u stěny. Charakteristický rozměr je vnější průměr trubky.

5.2.2.2 Proudění kolmo na svazek trubek

$$Nu = c \cdot Re^n \cdot Pr^{0,33} \cdot \varepsilon_s \cdot \varepsilon_i \quad (5.23)$$

kde c a n představuje konstantu a exponent, jejichž hodnoty závisí na uspořádání trubek

ε_s součinitel, vyjadřující vliv roztečí

ε_i Součinitel, vyjadřující vliv 1. a 2. řady

Pro trubky uspořádané za sebou: $c=0,26$; $n=0,65$

$$\varepsilon_s = \left(\frac{s_2}{d}\right)^{-0,15} \quad (5.24)$$

pro první řadu : $\varepsilon_i = 0,6$

pro druhou řadu : $\varepsilon_i = 0,9$

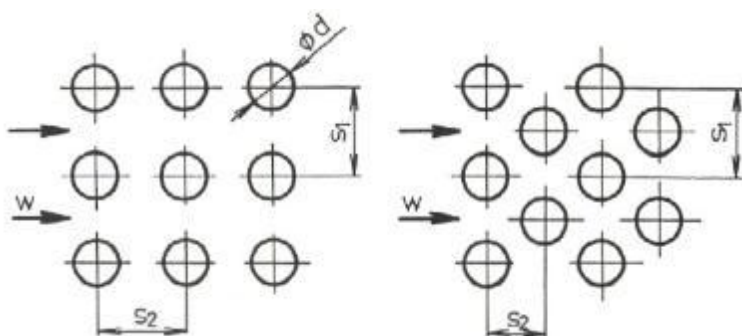
Pro trubky uspořádané střídavě: $c=0,41$; $n=0,60$

$$\frac{s_1}{s_2} < 2 \quad \varepsilon_s = \left(\frac{s_1}{s_2}\right)^{1/6} \quad (5.25)$$

$$\frac{s_1}{s_2} \geq 2 \quad \varepsilon_s = 1,12 \quad (5.26)$$

pro první řadu : $\varepsilon_i = 0,6$

pro druhou řadu : $\varepsilon_i = 0,7$



Obr. 5.1 Uspořádání trubek

Určovací teplotou je střední teplota tekutiny při průtoku svazkem. Charakteristický rozměr je vnější průměr trubky.

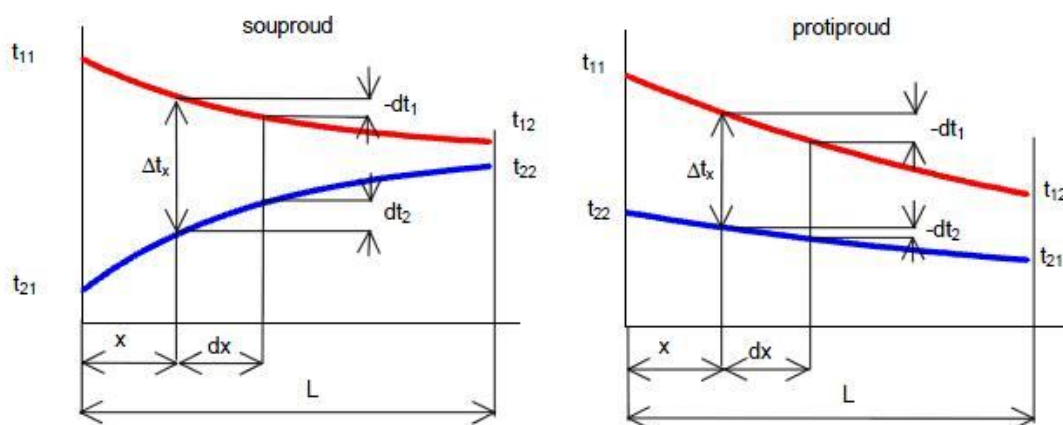
6. Tepelný výpočet výměníků tepla

V zásadě rozeznáváme dva druhy výpočtových postupů a to jsou *kontrolní* a *návrhový* výpočet. *Kontrolním výpočtem* se rozumí výpočtové ověření tepelného výkonu a tlakových ztrát u zcela konkrétního, již navrženého výměníku. *Návrhový výpočet* je výpočtový postup vedoucí k určení všech podstatných rozměrů výměníku, které musí zaručovat přenos zadaného tepelného výkonu při dodržení povolených velikostí tlakových ztrát.

6.1 Střední logaritmický teplotní spád

Tato metoda vychází z rovnice pro prostup tepla elementární plochou $dS = b dx$:

$$dQ(S) = k(S) \Delta t(S) dS \quad (6.1)$$



Obr. 6.1 Proudění ve výměnících

která po integraci za předpokladu, že $k(S) = \text{konst.}$:

$$Q = k \int_0^S \Delta t(S) dS = k \Delta t_{\ln} S \quad (6.2)$$

kde Δt_{\ln} je střední logaritmický teplotní spád, jehož odvození je uvedeno dále. Tepelný tok sdělený mezi teplejší a chladnější tekutinou na úseku délky dx v odlehlosti x od vstupu tekutiny na teplosměnnou plochu protiproudého výměníku je možné vyjádřit jako:

$$dQ = C_1 (-dt_1) = C_2 (-dt_2) = k \Delta t_x b dx \quad (6.3)$$

kde b je šířka výměníku. Předáním množství tepla o velikosti dQ změní teplejší tekutina na úseku dx o $dt_1 = t_1(x+dx) - t_1(x)$:

$$dt_1 = -dQ/C_1 \quad (6.4)$$

Teplota chladnější tekutiny se změní o $dt_2 = t_2(x+dx) - t_2(x)$:

$$dt_2 = -dQ/C_2 \quad (6.5)$$

Odečtením rovnic (2.4 a 2.5) a porovnáním s rovnicí (2.3) můžeme psát:

$$-\frac{1}{c_p} \cdot d(t_1 - t_2)_x = k \cdot (t_1 - t_2)_x \cdot b \cdot dx \quad (6.6)$$

po integraci a úpravách dostáváme:

$$\overline{\Delta t_{lg}} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}} \quad (6.7)$$

Dále můžeme tuto rovnici rozepsat do konečného tvaru:

$$\overline{\Delta t_{lg}} = \frac{(t_{1,1} - t_{2,2}) - (t_{1,2} - t_{2,1})}{\ln \frac{t_{1,1} - t_{2,2}}{t_{1,2} - t_{2,1}}} \quad (6.8)$$

7. Návrh výměníku

7.1 Popis výměníku

Tepelný výpočet provedeme pro model výměníku 00402, uvedeného výše na str. Výměník typu voda-voda je vyroben z nerezové oceli, nerozebíratelné, svařované konstrukce. Teplosměnná plocha je tvořena svazkem 19 trubek. Výměník je protiproudý. V hladkých trubkách vnějšího průměru 2,3 mm, vnitřního 2 mm, proudí ohřívaná voda, dle parametrů uvedených v tabulce 1.1.1. Okolo svazku trubek proudí voda ochlazovaná.

7.2 Vstupní parametry médií

Médium	Vstup[°C]	Výstup[°C]
Ohřívané	20	40
Ochlazovací	90	50

Tabulka 15 Vstupní parametry médií

7.3 Stanovení součinitele přestupu tepla pro ohřívané médium

Tento se stanoví z teorie podobnosti a z ní vyplývajících známých vzorců.

7.3.1 Určení střední teploty ohřívání média

$$t_s = \frac{t_{11} + t_{12}}{2} \quad (7.1)$$

$$t_s = \frac{20 + 40}{2} = 30^\circ\text{C}$$

Odečtení parametrů vody o dané teplotě $t = 30^\circ\text{C}$ (viz. Tabulka 15.)

Součinitel teplotní vodivosti	$\lambda_s = 0,617$	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
Kinematická viskozita	$\nu_s = 0,836 \cdot 10^{-6}$	$[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$
Prandtlovo číslo	$\text{Pr} = 5,665$	$[1]$
Rychlost proudění	$w_s = 0,2$	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$

Tabulka 16 Parametry ohřívání média

7.3.2 Reynoldsovo kritérium

$$\text{Re}_s = \frac{w_s \cdot L_s}{\nu} \quad [1] \quad (7.2)$$

kde L_s je charakteristický rozměr, jelikož se jedná o proudění v trubce, je charakteristickým rozměrem vnitřní průměr trubky

$$\text{Re}_s = \frac{0,2 \cdot 0,002}{0,836 \cdot 10^{-6}} = 478,26$$

Jedná se o laminární proudění.

7.3.3 Nusseltovo kritérium

$$Nu_s = 0,74 \cdot (Re \cdot Pr)^{0,2} \cdot (Gr \cdot Pr)^{0,1} \quad [1] \quad (7.3)$$

kde Gr je Grashofovo kritérium

$$Gr = \frac{g \cdot L^3}{\nu^2} \cdot \gamma \cdot \Delta t \quad [1] \quad (7.4)$$

kde Δt je teplotní rozdíl ohřívaného média

$$Gr = \frac{9,81 \cdot 0,002^3}{(0,836 \cdot 10^{-6})^2} \cdot \frac{1}{(273+30)} \cdot (40 - 20) = 7411,47$$

$$Nu_s = 0,74 \cdot (478,26 \cdot 5,665)^{0,2} \cdot (7411,47 \cdot 5,665)^{0,1} = 10,42$$

7.3.4 Součinitel přestupu tepla

$$\alpha_s = \frac{Nu_s \cdot \lambda_s}{L_s} \quad (7.5)$$

$$\alpha_s = \frac{10,42 \cdot 0,617}{0,002} = 3216,42 \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$$

7.4 Stanovení součinitele přestupu tepla pro ochlazované médium

7.4.1 Určení střední teploty ochlazované média

$$t_s = \frac{t_{21} + t_{22}}{2} \quad (7.6)$$

$$t_s = \frac{90 + 50}{2} = 70^\circ\text{C}$$

Součinitel teplotní vodivosti	$\lambda_s = 0,665$	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
Kinematická viskozita	$\nu_s = 0,416 \cdot 10^{-6}$	$[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$
Prandtlovo číslo	$Pr = 2,595$	$[1]$
Rychlost proudění	$w_s = 0,7$	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$

Tabulka 17 Parametry ochlazovaného média

7.4.2 Reynoldsovo kritérium

$$Re_s = \frac{w_s \cdot L_s}{\nu} \quad [1] \quad (7.7)$$

kde L_s je charakteristický rozměr, jelikož se jedná o obtékání svazku trubek, je charakteristickým rozměrem vnější průměr trubky

$$Re_s = \frac{0,7 \cdot 0,0023}{0,416 \cdot 10^{-6}} = 3870,19$$

7.4.3 Nusseltovo kritérium

$$Nu_s = c \cdot Re^n \cdot Pr^{0,33} \cdot \varepsilon_s \cdot \varepsilon_i \quad [1] \quad (7.8)$$

kde c je konstanta vyplývající z velikosti Re , $c=0,26$

n je konstanta vyplývající z velikosti Re , $n=0,65$

ε_s je technická konstanta, $\varepsilon_s = \left(\frac{S_2}{d}\right)^{-0,15} = \left(\frac{2,5}{2,3}\right)^{-0,15} = 0,98$

S_2 je vodorovná rozteč svazku trubek

ε_i je technická konstanta, $\varepsilon_i = 0,9$

$$Nu_s = 0,26 \cdot 3870,19^{0,65} \cdot 2,595^{0,33} \cdot 0,98 \cdot 0,9 = 67,47$$

7.4.4 Součinitel přestupu tepla

$$\alpha_s = \frac{Nu_s \cdot \lambda_s}{L_s} \quad (7.9)$$

$$\alpha_s = \frac{67,47 \cdot 0,665}{0,0023} = 19508,64 \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$$

7.5 Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \Sigma \frac{1}{2 \cdot \lambda \cdot \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_{n+1}}} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (7.10)$$

kde λ je tepelná vodivost, pro nerezovou ocel - $\lambda = 23,6 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{3216,42 \cdot 0,002} + \frac{1}{2 \cdot 23,6} \cdot \ln \frac{0,0023}{0,002} + \frac{1}{19508,64 \cdot 0,0023}} = 17,38 \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$$

7.6 Plocha výměníku

7.6.1 Tepelný výkon výměníku

$$Q = m \cdot c_v \cdot \Delta t \quad [\text{W}] \quad (7.11)$$

kde m je hmotnostní tok vody $[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$
 c_v je měrné teplo pro příslušnou teplotu, $c_v = 4181,8 \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
 Δt_1 je rozdíl teplot ohřívání vody, $\Delta t_1 = (40 - 20) = 20 \quad [^\circ\text{C}]$

$$m = \rho \cdot S \cdot w = 1000 \cdot \frac{\pi \cdot 0,002^2}{4} \cdot 19 \cdot 0,2 = 0,0118 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$Q = 0,0118 \cdot 4181,8 \cdot 20 = 988 \text{ W}$$

7.6.2 Výpočet střední logaritmické teploty

$$\Delta t_{stř} = \frac{(t_{21} - t_{22}) - (t_{12} - t_{11})}{\ln \frac{(t_{21} - t_{22})}{(t_{12} - t_{11})}} \quad [^\circ\text{C}] \quad (7.12)$$

$$\Delta t_{stř} = \frac{(40) - (20)}{\ln \frac{(40)}{(20)}} = 28,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

7.6.3 Délka trubek

$$Q = k \cdot l \cdot \Delta t_{stř} \Rightarrow l = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{stř}} = 1,971 \text{ m} \quad (7.13)$$

7.6.4 Plocha výměníku

$$S = \pi \cdot d \cdot l = \pi \cdot 0,0023 \cdot 1,971 = 0,0142 \text{ m}^2 \quad (7.14)$$

8. Závěr

Tepelné výměníky můžeme klasifikovat z několika hledisek. Mezi základní dělení patří dělení na rekuperátory a regenerátory, na tepelné výměníky s přímým stykem a nepřímým stykem pracovní látky, podle konstrukce, počtu fází a uspořádání proudění pracovních látek. Důležitým kritériem pro dělení tepelných výměníků je jejich kompaktnost. To se určí podle poměru teplosměnné plochy k objemu. Pokud tento poměr je roven, nebo překročí hodnotu $700 \text{ m}^2 / \text{m}^3$ můžeme říci, že je tepelný výměník kompaktní. Při přímém kontaktu pracovních látek je důležitá podmínka nemísitelnosti obou tekutin. V těchto výměnících jsou častými pracovními látkami například plyn – kapalina. U nepřímého styku pracovních látek jsou obě látky separovány teplosměnnou plochou, například trubky, desky, žebra.

Miniaturní výměníky tepla Exergy, včetně výměníku Pharma-X firmy Alfa Laval, řadíme do skupiny kompaktních, trubkových výměníků s nepřímým stykem pracovních látek. Trubkové výměníky jsou často konstruovány tak, že jedno médium proudí trubkou a druhé ji obtéká. Obvykle jsou média hnána do výměníku pod velkým tlakem. Velkou výhodou je, že se tyto výměníky poměrně snadno a přesně počítají.

Druhou skupinu miniaturních výměníků tepla, tvoří deskové výměníky tepla Alfa Laval. Deskové tepelné výměníky postupně nahrazují trubkové výměníky především díky snadnému čištění teplosměnných ploch a vysokým hodnotám součinitele prostupu tepla. Jsou vhodné pro kombinaci plynu a tekutiny a pro dvoufázové proudění. Návrh těchto tepelných výměníků je však poněkud složitější díky značnému množství povrchů a uspořádání.

Obecně jsou obě skupiny výměníků charakterizovány malými teplosměnnými plochami, malou hmotností a malými rozměry. Díky jejich menší hmotnosti a objemu jsou tyto výměníky používány často v kryogenice, chemickém, zdravotním a potravinářském průmyslu.

Při výpočtu tepelného výměníku je třeba dbát na správnou volbu Nusseltova kritéria, pomocí něhož se následně určují koeficienty přestupu a prostupu tepla. Tyto koeficienty mají zásadní vliv na výpočet teplosměnné plochy a přenášeného výkonu, který se od určitého počtu trubek příliš nemění, nebo jen velice mírně.

9. Seznam použité literatury

- [1] Rédr, M., Příhoda, M.: Základy tepelné techniky. Praha. SNTL, 1991
- [2] Sadik Kakac: Boilers, evaporators, condensers. John Wiley. USA. New York 1991
- [3] Bird R. B.: Přenosové jevy, John Wiley & Sons, Inc., New York, 1965
- [4] Blahož, V., Kadlec, Z.: Základy sdílení tepla. Ostrava, 2000
- [5] OCHRANA, L.: Kotle a výměníky tepla, Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., Brno 2004 ISBN 80-214-2847-3
- [6] Alfa Laval
URL: <http://www.alfalaval.com>
- [7] Heat exchanger
URL: http://en.wikipedia.org/wiki/Heat_exchangers
- [8] Exergy LLC
URL: <http://www.exergyllc.com/>

10. Přílohy

10.1 Příloha č. 1 – Fyzikální vlastnosti nasycené vody a vodní páry, tabulka

t °C	Cp (kJ*kg ⁻¹ *K ⁻¹)		$\lambda \cdot 10^2$ (W*m ⁻¹ *K ⁻¹)		$\eta \cdot 10^6$ (Pa*s)		Pr (-)	
	voda	pára	voda	pára	voda	pára	voda	pára
0	4,222		55,1		1788		13,67	
20	4,183		59,9		1004		7,02	
40	4,174		63,5		653,3		4,31	
60	4,179		65,9		469,9		2,98	
80	4,195		67,4		355,1		2,21	
100	4,22	2,135	68,3	2,37	282,5	11,97	1,75	1,08
120	4,25	2,206	68,6	2,59	237,4	12,85	1,47	1,09
140	4,287	2,315	68,5	2,79	201,1	13,54	1,26	1,12
160	4,346	2,479	68,3	3,01	173,6	14,32	1,1	1,18
180	4,417	2,709	67,4	3,27	153	15,11	1	1,25
200	4,505	3,023	66,3	3,55	136,4	15,99	0,93	1,36
220	4,614	3,408	64,5	3,9	124,6	16,87	0,89	1,47
240	4,756	3,881	62,8	4,29	114,8	17,76	0,87	1,61
260	4,949	4,486	60,5	4,8	105,9	18,84	0,87	1,75
280	5,23	5,234	57,4	5,49	98,1	19,91	0,9	1,9
300	5,736	6,28	54	6,27	91,2	21,29	0,97	2,13
320	6,574	8,206	50,6	7,51	85,3	22,86	1,11	2,5
340	8,165	12,85	45,7	9,3	77,5	25,21	1,39	3,35
360	13,984	23,03	39,5	12,79	66,7	29,14	2,35	5,23

10.2 Příloha č. 2 – Tepelná vodivost kovů a slitin, tabulka

slitiny a kovy neželezné	t °C	ρ kg.m ⁻³	λ W.m ⁻¹ .K ⁻¹	oceli a litina	t °C	ρ kg.m ⁻³	λ W.m ⁻¹ .K ⁻¹
bronz Cu, 1Sn	0	8900	63,7	konstrukční uhlíková ocel	0	7860	59,5
Cu, 10Sn	20	8770	41,9	0,1 C	500		40,2
Cu, 25Sn	20	≈8900	25,6		1100		28,5
Cu,9Al,3Fe	0	7500	32,1	0,35C	0	7860	47,9
	300		45,9		500		40,6
	700		54,6		1100		29,5
cín	0	7300	64	uhlíková ocel na odlitky			
	200		57	0,1-0,2C	0	7840	41,9
hliník	0	2720	218		300		40,6
	300		230		700		38,1
hliníkové slitiny				0,5-0,6C	0	7840	43,8
Al,8Mg	0	-	95		300		41,9
	300		138		700		39,0
Al,12Si	0	2650	158	ušlechtilá konstr.ocel			
	300		176	manganová 1,2-1,6Mn	0	7850	46,2
Al,4Cu,1Mg	0	2800	159		500		37,2
(dural)	300		203		1100		28,6
hořčík	0	1740	160	chromová 0,8-1,1Cr	0	7850	36,5
	300		136		500		32,8
	600		131		1100		23,3
měď	0	8060	385	chromvanadová	0	7850	25,9
	400		364	1,2-1,5Cr 0,45-0,6V	500		32,5
	800		343		1100		22,8
mosaz Cu,10Zn	0	8790	102	nerez oceli			
	300		149	chromová martenzitická	0	7670	21,2
	600		195	13Cr	500		23,6
mosaz Cu,40Zn	0	8400	106		1100		25,0
	300		152	chromniklová austenit.	0	7800	12,6
	600		200	18Cr,10,5Ni	500		21,4
mosaz Cu,40Ni	0	8800	22,2		1100		29,2
(konstantan)	100		25,6				
olovo	0	11340	29	litina šedá	20	7310	49,4
	300		34,4	2,9-3,1C, 1,35-1,6Si	300		41,9
stříbro (99,9 %)	0	10500	411	0,9+1Mn	500		36,4
	300		362	litina žáruvzdorná	20	6680	33,9
zinek	0	7130	113	hliníko-chromová	300		31,0
	300		100	6-8Al, 2-3Cr	700		27,2